

Отримані експериментально залежності несучої здатності упорного підшипника підтверджують правильність прийнятої [1,2] наближеної теорії розрахунку високошвидкісних упорних підшипників з урахуванням інерції змащувальної рідини, у залежності від форм робочих поверхонь опорних по-
душок.

Список литературы: 1. Гапонов В.С., Столбовой А.С., Музыкин Ю.Д., Свиргун О.А. Расчет высокоскоростных упорных гидродинамических подшипников скольжения. Вісник ХНТУСГ, вип. 68.–Харків: ХНТУСГ, 2008.– С. 253 – 257. 2. Столбовой А.С. Расчет высокоскоростных гидродинамических упорных подшипников скольжения с окружными и радиальными уклонами рабочих поверхностей. Межвуз. темат. сборник научных трудов “Исследование гидростатических опор и уплотнений двигателей летательных аппаратов”.– Харьков: ХАИ, 1987. – С. 49 – 54.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.822.6

А. В. ГАЙДАМАКА, канд. техн. наук, проф.;
В. Ю. АЛЕФИРЕНКО, асп., НТУ «ХПИ», г. Харьков;
М. В. ПАВЛЮЧЕНКОВ, асп., УкрДАЗТ, г. Харьков

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ЗОН КОНТАКТА РОЛИКОВ С ПЕРЕМЫЧКАМИ СЕПАРАТОРА НА ЕГО СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ С БАЗИРУЮЩИМ КОЛЬЦОМ ПОДШИПНИКА

У статті розроблена методика порівняльного аналізу напружено – деформованого стану полімерних сепараторів для вивчення впливу несиметричного і симетричного характеру навантаження з боку роликів і сформульовані пропозиції по вдосконаленню конструкції сепаратора.

In the article the method of comparative analysis is developed tensely – the deformed state of polymeric separators for the study of influencing of asymmetrical and symmetric character of loading from the side of rollers and formulated suggestion on the improvement of construction of separator.

Постановка проблемы и анализ исследований. Кинематика подшипников качения тяжелых режимов нагружения ($F_r \geq 0,15 C_r$; $F_r \leq F_a$; $d \cdot n \leq 3 \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹) [1], к которым относятся цилиндрические роликоподшипники букс колесных пар вагонов, согласно исследованиям [2–4], подчиняется определенным закономерностям. На входе в зону нагружения подшипника одна перемычка воспринимает усилия от ролика, который сопротивляется входу в эту зону; на выходе из зоны нагружения другая перемычка воспринимает усилие от ролика, покидающего эту зону. В совокупности усилия на перемычки, расположенные по краям зоны нагружения создают результирующую силу, которая прижимает сепаратор к базированному кольцу подшипника. Перекосы роликов в цилиндрических роликоподшипниках букс вагонов [5] в процессе эксплуатации приводят к неопределенности зоны контакта с перемычками, о чем свидетельствуют характерные натирания на их рабочих поверхностях [6]. В результате величины износа колец сепаратора (и соответственно

рабочих поверхностей бортов базирующих колец) чаще всего неодинаковы. Это свидетельствует о несимметричном относительно срединной плоскости характере нагружения сепаратора. Влияние расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора на его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника до сих пор не исследовано.

Целью настоящей работы является оценка влияния расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора на его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника и выяснение условий, при которых давление колец сепаратора на борта базирующего кольца подшипника будет одинаковым.

Основной материал. Известные типы расчетных моделей массивных конструкций сепараторов подшипников показаны на рис. 1.

Оценить влияние расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора на его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника можно анализируя напряженно – деформированное состояние пространственной расчетной модели (рис. 1, ж и рис. 1, з). Сравнивая расчетные модели, полученные в работах [15,16] и [4,17], можно отметить, что последние в большей степени характеризуют работу сепараторов, буксовых цилиндрических роликоподшипников типа 2726. Расчетная модель предложенная в работе [4], использовалась для оценки характеристик сопротивления усталости и ресурса конструкции латунных сепараторов роликоподшипников типа 2726. Эта модель позволила обеспечить воспроизведение реальной картины нагружения и деформирования сепараторов в эксплуатации и получить усталостные поломки при испытаниях, идентичные эксплуатационным [17]. Поэтому, для исследования влияния расположения зон контакта роликов с перемычками на напряженно - деформированное состояние (НДС) сепаратора и его силовое взаимодействие с базирующим кольцом подшипника, а также концентрацию напряжений в углах гнезд используется расчетная модель, показанная на рис. 1, з.

Для сравнительных исследований оценки влияния схемы нагружения на НДС конструкции сепаратора область контакта сепаратора с базирующим кольцом в первом приближении принимается точечной и моделируется согласно методике работы [16]: в местах, где кольца сепаратора опираются на борта наружного кольца, введены одноузловые конечные элементы, моделирующие одностороннюю упругую связь.

Характер деформирования материала сепаратора в пределах имеющегося допуска для зазора “плавания” ($S_{nl} = D_o - d_c = 0,7...1,09$; D_o – диаметр базирующих поверхностей бортов наружного кольца; d_c – внутренний диаметр сепаратора) принимается линейным согласно результатам испытания на одноосное растяжение образца до разрыва компанией “Полипластик - технопол” (рис. 2). Компания “Полипластик - технопол” (Россия) является изготовителем и поставщиком полимерного материала для изготовления сепараторов роликоподшипников букс вагонов.

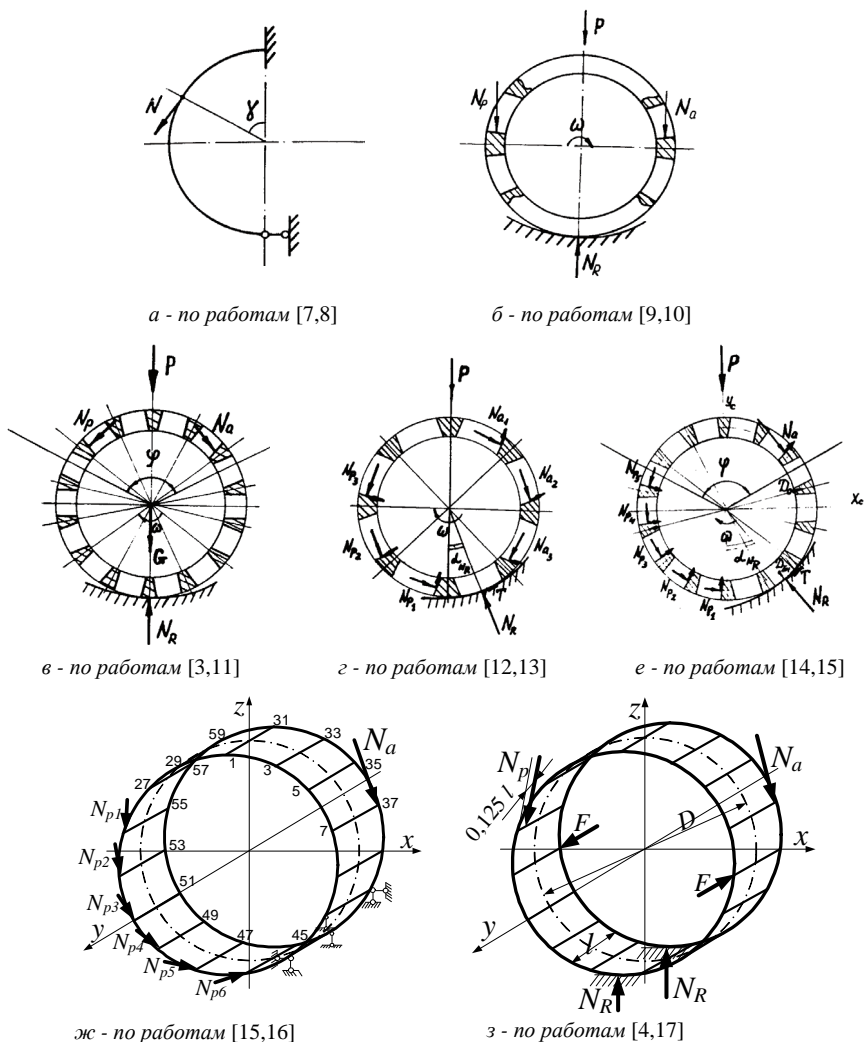


Рис. 1. Расчетные модели массивных конструкций сепараторов подшипников качения

Расчеты выполнены с помощью универсального отечественного программного продукта “Лира” на основе метода конечных элементов [18-20].

Составленная объемная модель с использованием шестиузловых и восьмиузловых изопараметрических конечных элементов, содержащих 2520 конечных элементов и 4822 узлов, показана на рис. 3.

В модели учтены все элементы конструкции сепаратора: кольца 1, перегородки 2, кольцевые полости 3 с ребрами 4. Смоделированы радиусы скруглений в местах соединения перегородок с кольцами, а также геометрия поверхностей трения гнезд с роликами.

На рис. 4 показано распределение интенсивности напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ (МПа) и деформации ε полимерного сепаратора, при несимметричной (а) и симметричной (б) относительно колец нагрузке $N_p = N_a = 120$ Н от роликов. На рис. 5. показано распределение интенсивности напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ (МПа) в зоне сопряжения перегородок с кольцами полимерного сепаратора р/п типа 2726 при несимметричной (а) и симметричной (б) относительно колец нагрузке от роликов

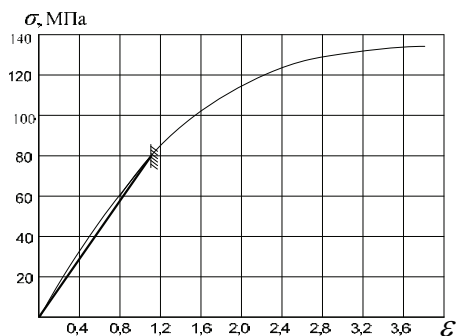


Рис. 2. Диаграмма деформирования материала Арамид ПА СВ30-1ЭТМ

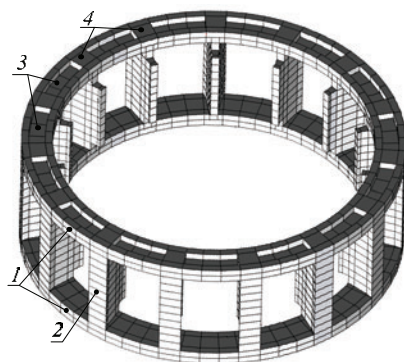


Рис. 3. Модель МКЭ полимерного сепаратора для роликоподшипников типа 2726

Анализ основных результатов исследования напряженно - деформированного состояния полимерного сепаратора позволил установить следующее. Наибольшие величины сжимающих напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ отмечаются в области опоры сепаратора на базирующее кольцо подшипника. При несимметричном нагружении сепаратора напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ в этих зонах колец имеют различные значения и составляют 23,4 МПа, и 21,3 МПа. При симметричном нагруже-

нии сепаратора напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в тех же зонах колец одинаковы и составляют 18,25 МПа. Снижение напряжений в области наиболее нагруженной опоры сепаратора при симметричном нагружении достигает 28 %.

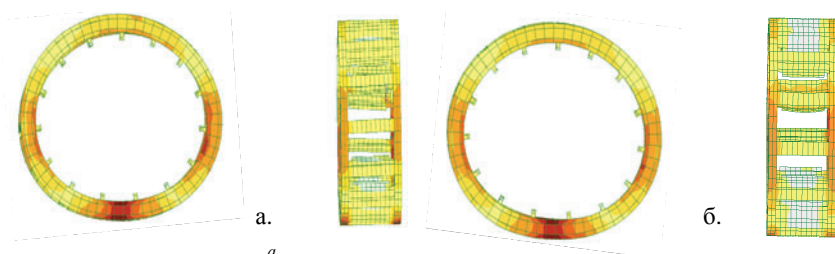


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ (МПа) и деформации ε полимерного сепаратора при несимметричной (а) и симметричной (б) относительно колец нагрузке от роликов

Наибольшие напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в углах гнезд сепаратора при несимметричном нагружении сепаратора, составляют 7,3 МПа; при симметричном – 5,5 МПа. Снижение концентрации напряжений достигает 33 %.

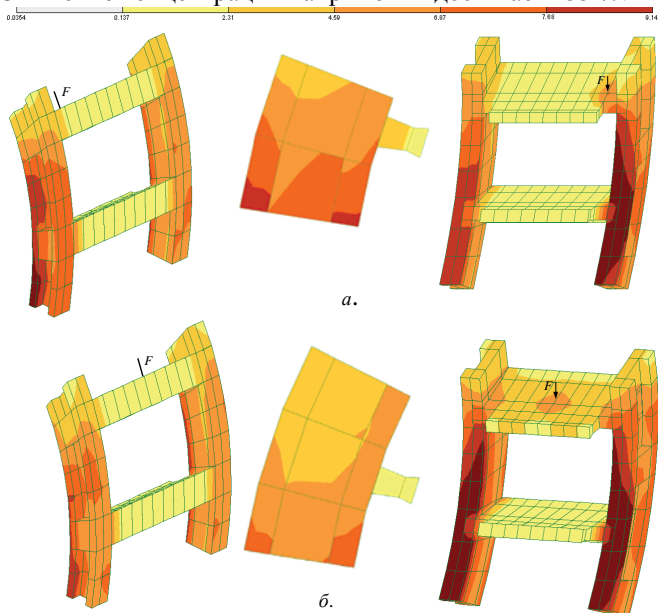


Рис.5 .Распределение интенсивности напряжения (МПа) в зоне сопряжения колец с перемычками полимерного сепаратора р/п типа 2726 при несимметричной (а) и симметричной (б) относительно колец нагрузке от роликов

Снижение деформации сепаратора при симметричном нагружении по сравнению с наибольшей деформацией кольца при несимметричном нагружении достигает 22 %.

Для обеспечения симметричного относительно колец нагружения сепаратора роликами необходимо усовершенствовать конструкцию сепаратора, а именно изменить поверхности трения гнезд сепаратора. Предлагается поверхности трения гнезд выполнять выпуклой формы (рис. 6.) так, чтобы при поворотах ролика в межколежном зазоре подшипника взаимодействие его с перемычками сепаратора осуществлялось цилиндрическими поверхностями роликов посередине последних. Выпуклые участки гнезд со стороны торцов роликов обеспечивают взаимодействие с центральной частью торцов роликов и сохранение масляной пленки на периферийной части торцов. Параметры модифицированных поверхностей трения перемычек могут быть определены геометрическим расчетом. С учетом изложенного для усовершенствованной конструкции сепаратора предлагается расчетная модель, показанная на рис. 7

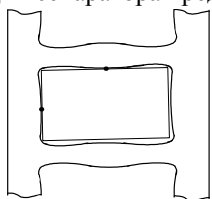


Рис. 6 Вид гнезда полимерного сепаратора усовершенствованной конструкции

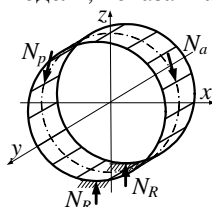


Рис. 7 Схема нагружения полимерного сепаратора усовершенствованной конструкции

Выводы

1. Разработана методика сравнительного анализа напряженно - деформированного состояния полиамидных сепараторов по изучению влияния расположения зон контакта роликов с перемычками сепаратора.
2. Применение методики сравнительного анализа напряженно - деформированного состояния полиамидных сепараторов позволило обосновать предложения по совершенствованию конструкции сепараторов для снижения уровня напряжений в кольцах. Это не только повышает прочность конструкции сепаратора, но и увеличивает износостойкость колец сепаратора.
3. Предложена расчетная модель усовершенствованной конструкции полимерного сепаратора цилиндрических роликоподшипников букс колесных пар вагонов.

Список литературы: 1. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с. 2. Лосев А.В., Акбаев Б.З. Экспериментальные исследования кинематики буксовых подшипников и определение параметров их сепараторов для высоких скоростей движения // Тр. ВНИИЖТ. – 1975. – Вып. 540. – с.56-63. 3. Аверин Н.А. Исследование нагруженности буксовых подшипников локомотивов при эксплуатации с повышенными осевыми нагрузками: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1982. – 189 с. 4. Гайдамака А.В. Повышение грузоподъемности и снижение сопротивления вращению тяжело-

нагруженных роликоподшипников за счет изменения конструкции и материала сепаратора: Дис. канд. техн. наук. – Харьков, 1988. – 209 с. 5. Цюренко В.Н., Юраков П.С. Методики экспериментальных исследований кинематики и температурного режима работы подшипников качения в буксах вагонов // Тр. ВНИИЖТ. – 1978. – Вып. 583. – с. 90-97. 6. Поляков А.И. Анализ характера повреждений и износа беззаклепочных сепараторов // Тр. ВНИИЖТ. – 1978. – Вып. 583. – с. 68-78. 7. Трофимовская Л.С. Исследование пластмассовых
УДК 539.3 сепараторов приборных подшипников: Дис. канд. техн. наук. -М., 1972.–168с. **8. Данильченко А.И., Литвинов Е.М.** Исследование усилий взаимодействия шариков с сепаратором при работе подшипников с перекосом колец / Контактно – гидродинамическая теория смазки и ее практическое применение в технике. – Куйбышев: КУАИ. – 1977. с. 130 – 141. **9. Курушин М.И., Дубровкина А.И., Колгин А.Н.** Определение усилий и прочности сепаратора шарикоподшипника в условиях перекоса колец // Труды. КУАИ. – 1969. - № 40. –с. 117-140. **10. Лифшиц Б.А.** Исследование работоспособности сепараторов высокоскоростных радиально – упорных шарикоподшипников с четырехточечным контактом: Дис. ... канд. техн. наук. - М., 1968. - 172 с. **11. Пини В.Е.** Расчет сепаратора подшипника качения // Автоматизация и современные технологии. – 1996. - № 2 – с. 11 – 14.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 539.3

В.В. КЛИТНОЙ, канд. техн. наук, ст. преп.;
Г.Г. КУЛИК, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ И ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛЕНОЧНЫХ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ АКТУАТОРОВ В АКТИВНЫХ СИСТЕМАХ ВИБРОЗАЩИТЫ ПЛАСТИНЧАСТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН.

У статті описані експериментальні та чисельні дослідження використання плівкових п'єзокерамічних елементів в активних системах віброзахисту пластинчастих елементів машин. Проведений аналіз отриманих результатів АЧХ коливань конструкцій при різних умовах навантаження.

An experimental and numerical researches of use film piezoceramic elements in vibrodamping systems lamellar construction unit, was described in the article. The analysis of received results amplitude-frequency characteristic of construction vibrations at the different loading condition was analyzed.

Использование в настоящее время активных систем виброзащиты является одним из приоритетных направлений развития в машиностроении. Такой класс систем характеризуется четырьмя основными элементами: конструкционные материалы, распределенные актуаторы и сенсоры, блок управления (контроллер). Принцип контроля заключается в следующем – реакция изначально пассивной системы измеряется с помощью сенсоров и в качестве входного сигнала поступает на контроллер, контроллер в свою очередь анализирует сигнал и, используя алгоритм управления, изменяет механические свойства конструкции с помощью актуаторов.

Область применения систем активного управления вибрациями достаточно велика: от устройств подавления шумов в салонах пассажирских само-